

**ANALISA PENGARUH VARIASI
CONVEYING RATE DAN LUFFING
ANGLE TERHADAP RESPON GETARAN
MEKANISME PENGGERAK KONVEYOR
BOOM PADA STACKER RECLAIMER
PLTU PAITON BARU**



Yanuar Krisnahadi

2112204813

Surabaya, 30 Desember 2014

Pembimbing:

Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng

PENDAHULUAN

FUNGSI STACKER RECLAIMER

1

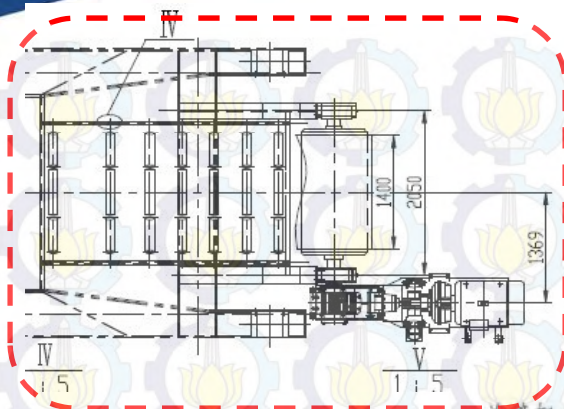
STACKING
(Peletakkan batu bara)

2

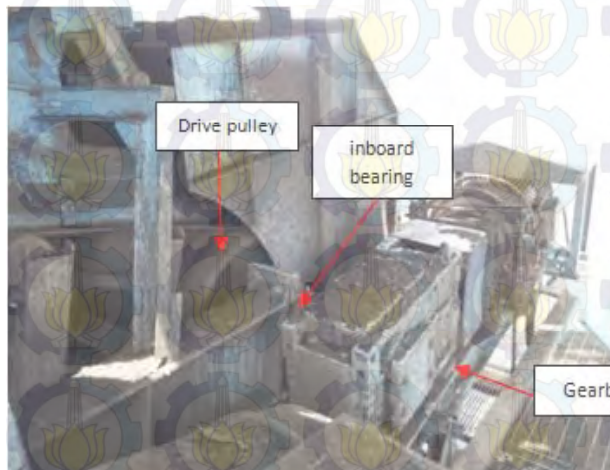
RECLAIMING
(Pengambilan batu bara)

PENDAHULUAN

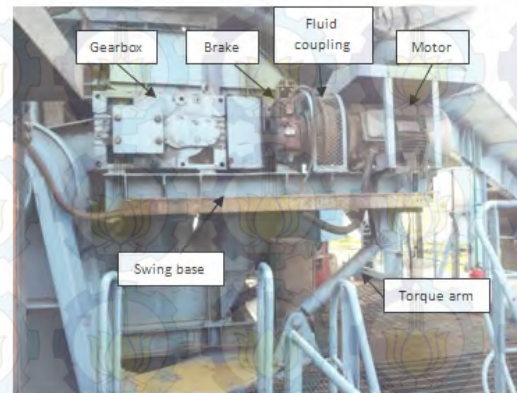
Sistem Penggerak Konveyor Boom



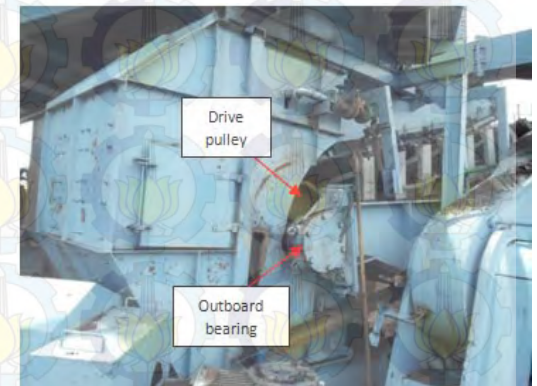
Tampak atas



Tampak atas-samping

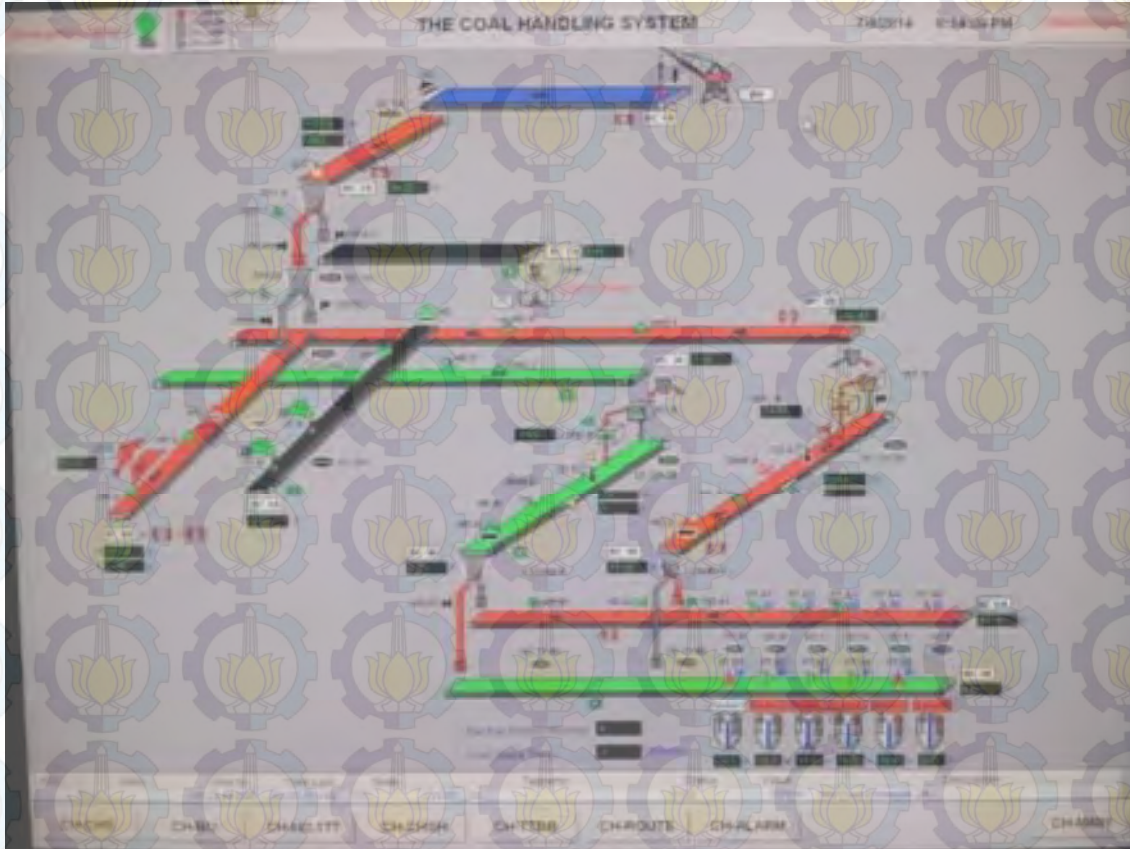


Tampak depan



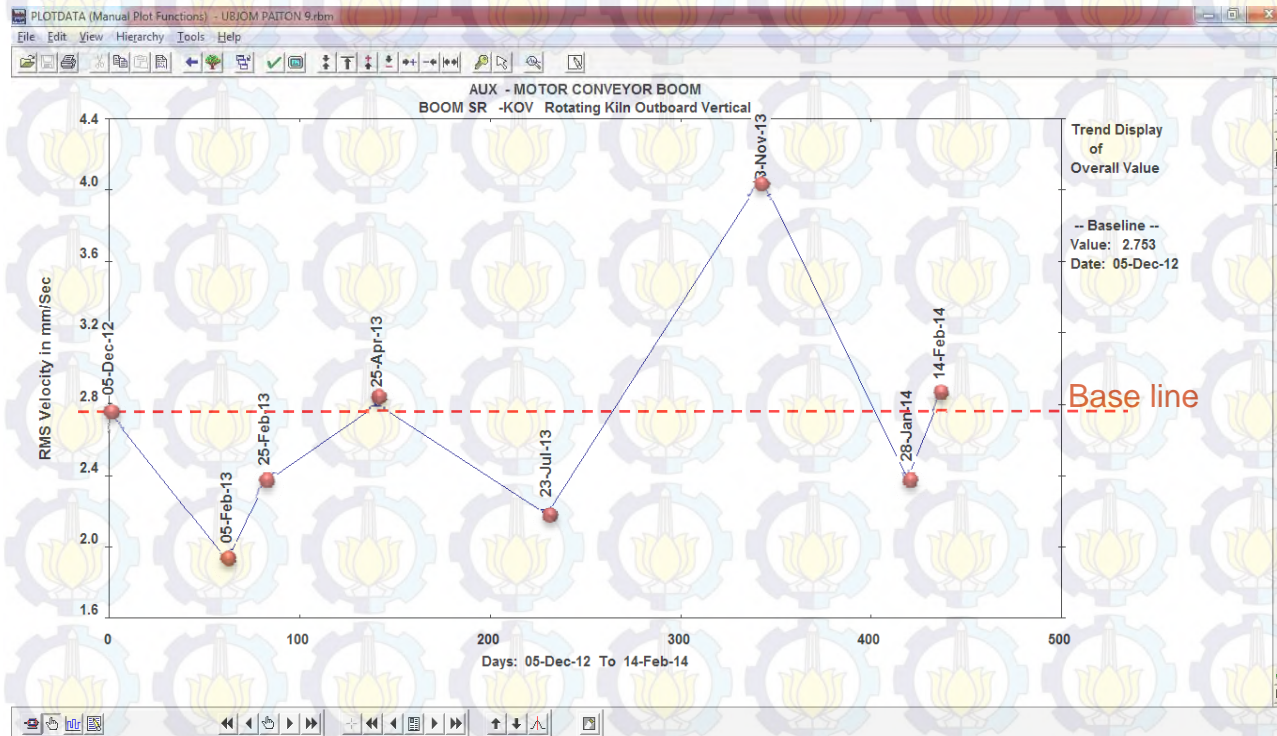
Tampak belakang

LATAR BELAKANG



Stacker
Recklaimmer
merupakan
peralatan utama
dalam *coal
handling system*

LATAR BELAKANG



Tren hasil pengukuran vibrasi fluktuatif

RUMUSAN MASALAH

1

Bagaimana pengaruh variasi *conveying rate* terhadap respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer.

2

Bagaimana pengaruh variasi *luffing angle* terhadap respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer.

TUJUAN

1

Mengetahui respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan variasi *conveying rate*.

2

Mengetahui respon getaran pada sistem penggerak konveyor boom stacker reclaimer dengan variasi *luffing angle*.

KONTRIBUSI

1

Memberikan informasi karakteristik respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan beberapa variasi *conveying rate*

2

Memberikan informasi respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan beberapa variasi *luffing angle*.

3

Memberikan referensi bagi bagian *predictive maintenance* PT. PJB UBJOM Paiton Baru dalam pemilihan *baseline* vibrasi dan memprediksi respon mekanisme konveyor boom terhadap kondisi operasi yang akan dilakukan

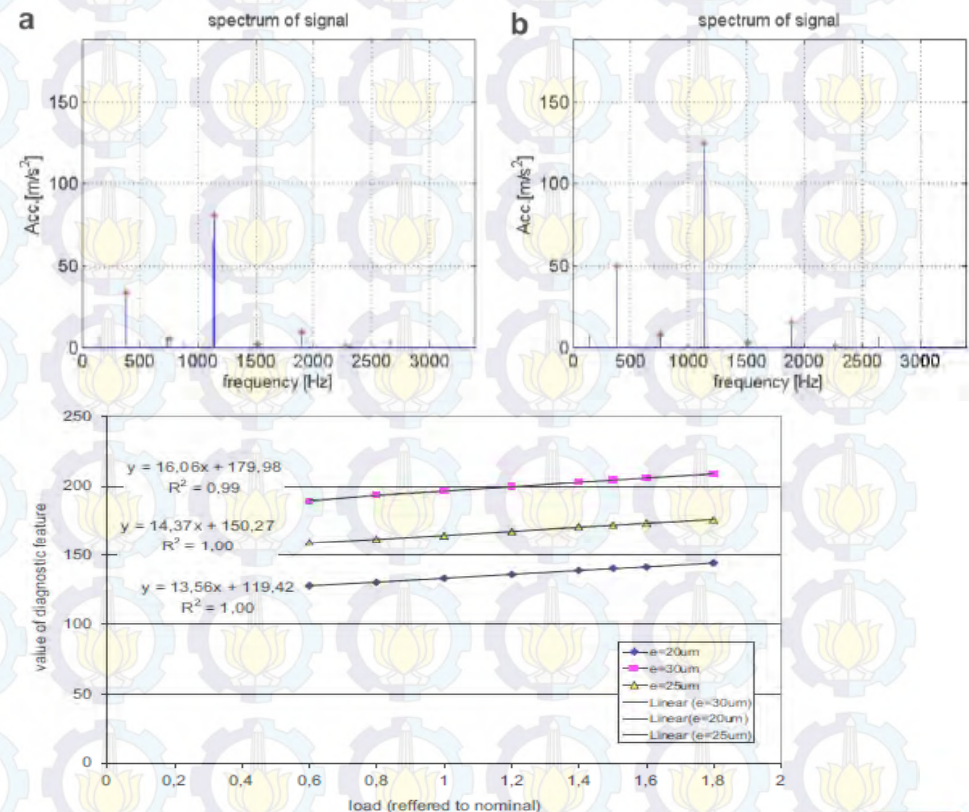
BATASAN MASALAH

1. Mesin yang digunakan adalah *stacker reclaimer* (SR) pada PT. PJB UBJOM Paiton Baru.
2. Pemodelan hanya dilakukan pada sistem konveyor boom saja.
3. Titik yang menjadi pengamatan adalah *outboard bearing drive pulley* (DPOB), dan *inboard bearing drive pulley* (DPIB).
4. Tidak memodelkan dan menganalisa respon getaran pada sumbu z.
5. Respon getaran yang dimati adalah *velocity*.
6. Tidak membahas kerangka struktur konveyor boom.
7. Sistem dalam kondisi ideal.
8. Eksitasi hanya disebabkan oleh tegangan *belt conveyor* akibat material handling.
9. Pengamatan hanya pada mode operasi *reclaiming*.

PENELITIAN TERDAHULU

Walter Bartelmus, dkk (2010)

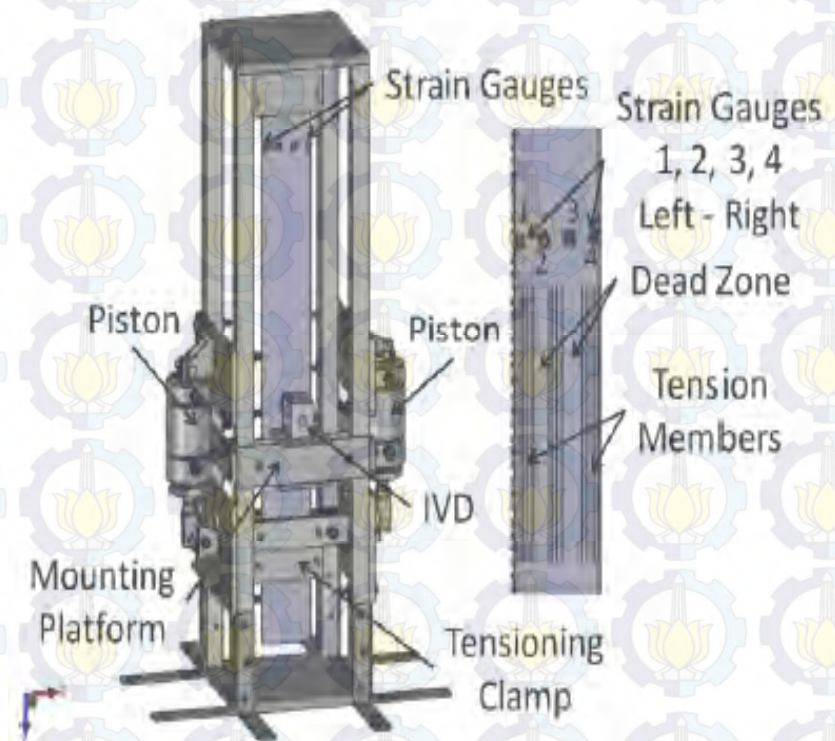
- Pemodelan dinamis gearbox penggerak belt konveyor dengan beberapa variasi *non stationary load*
- *original transmission error* merupakan fungsi dari perubahan *technical condition* dan *variasi beban*
- Hasil simulasi menunjukkan bahwa ada hubungan erat antara *load values*, perubahan kondisi operasi dan *diagnostic features* yang dihasilkan



PENELITIAN TERDAHULU

M. Musselman, dkk (2011)

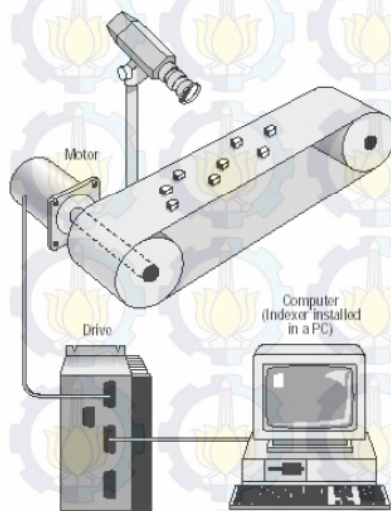
- Penelitian *tension monitoring in a belt-driven automated material handling system*
- vibrasi transversal pada belt sangat sensitif terhadap perubahan *belt length*, *belt tension*, *belt misalignment*, dan *excitation location*.



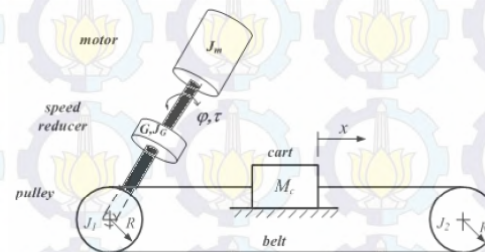
PENELITIAN TERDAHULU

Aleksandra Selezneva (2007)

- Pemodelan *linear belt-drive system* dan mendesain *position control*



Instalasi penelitian



Skematik diagram



Model matematis

Persamaan gerak

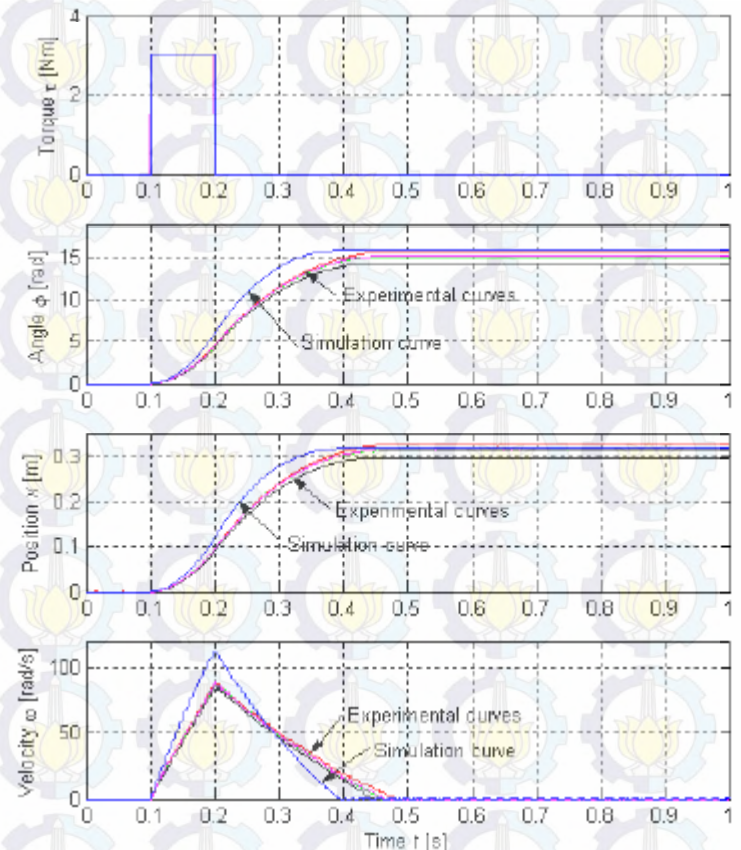
$$\begin{aligned} (J_1 + G^2 \cdot (J_G + J_m)) \cdot \ddot{q}_1 + \tau_{f1} &= G \cdot \tau - r \cdot [K_1(x)(Rq_1 - x) - K_3 \cdot (Rq_2 - Rq_1)] \\ J_2 \ddot{q}_2 + \tau_{f2} &= r \cdot [K_2(x)(Rq_1 - x) - K_3 \cdot (Rq_2 - Rq_1)] \\ M_c \ddot{x} + f_f &= K_1(x) \cdot (Rq_1 - x) - K_2 \cdot (x - Rq_2), \end{aligned}$$

Simplify persamaan gerak

$$J_M \ddot{\varphi} + \tau_f = \tau - LK_e w$$

$$M_c \ddot{x} + f_f = K_e w$$

$$w = L\dot{\varphi} - x$$



Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen

DASAR TEORI

Sistem Konveyor



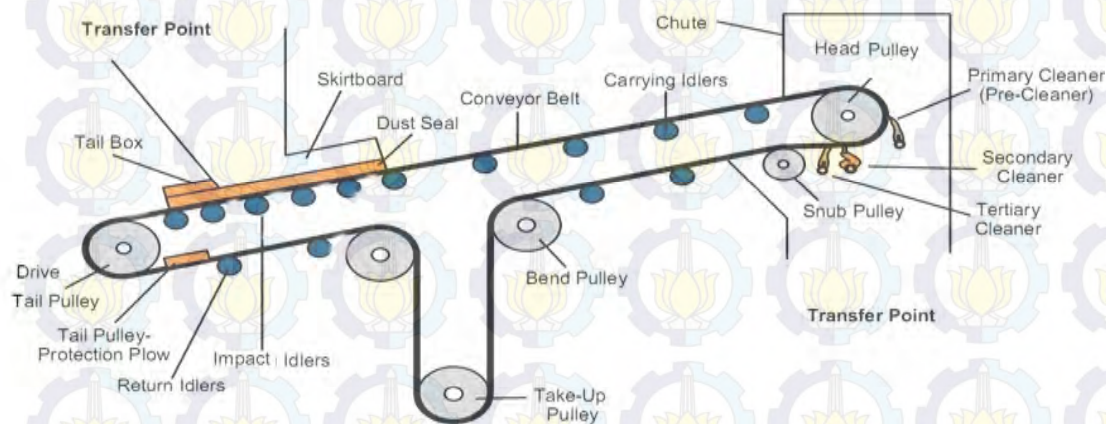
Stacker reclaimer



Konveyor & carry idler



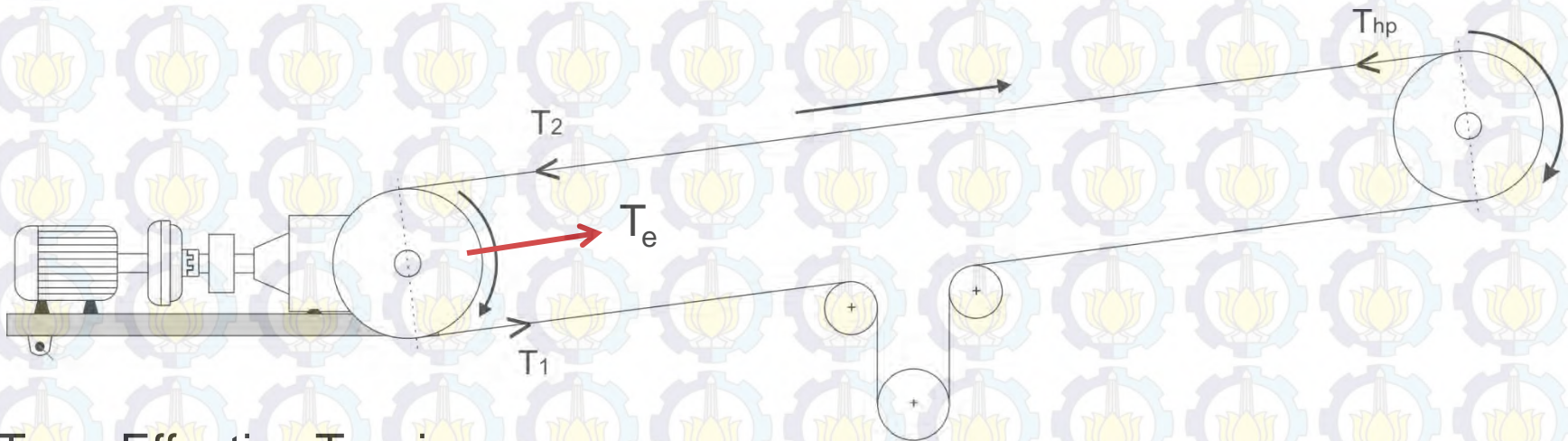
Take up & bend pulley, return idler



Bagian-bagian konveyor

DASAR TEORI

BELT TENSION



T_e = Effective Tension

T_1 = Max. Tension

T_{hp} = Belt tension pada head pulley

$$T_e = T_1 - T_2^*$$

*) CEMA Belt Book

DASAR TEORI

EFFECTIVE TENSION

Effective Tension

$$T_e = T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac} \text{ (lbs)}$$

*) CEMA Belt Book

T_x = Tahanan akibat gesekan pada idler (lbs)

$$T_x = L \times K_x \times K_t$$

T_{yc} = Tahanan belt flexure pada carrying idler (lbs)

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

T_{yr} = Tahanan belt flexure pada return idler (lbs)

$$T_{yr} = L \times 0,015 \times W_b \times K_t$$

T_{ym} = Tahanan material flexure (lbs)

$$T_{ym} = L \times K_y \times W_m$$

T_m = Tahanan material lift (+) atau lower (-) (lbs)

$$T_m = \pm H \times W_m$$

T_p = Tahanan pulley (lbs)

$$T_p = ((N_{ts} \times P_t) + (N_{ss} \times P_t)) \times 0,445$$

T_{am} = Tahanan percepatan material (lbs)

$$T_{am} = 2,8755 \times 10^{-4} \times Q \times (v \pm v_0)$$

T_{ac} = Tahanan dari aksesoris (lbs)

$$T_{ac} = T_{bc} + T_{pc}$$

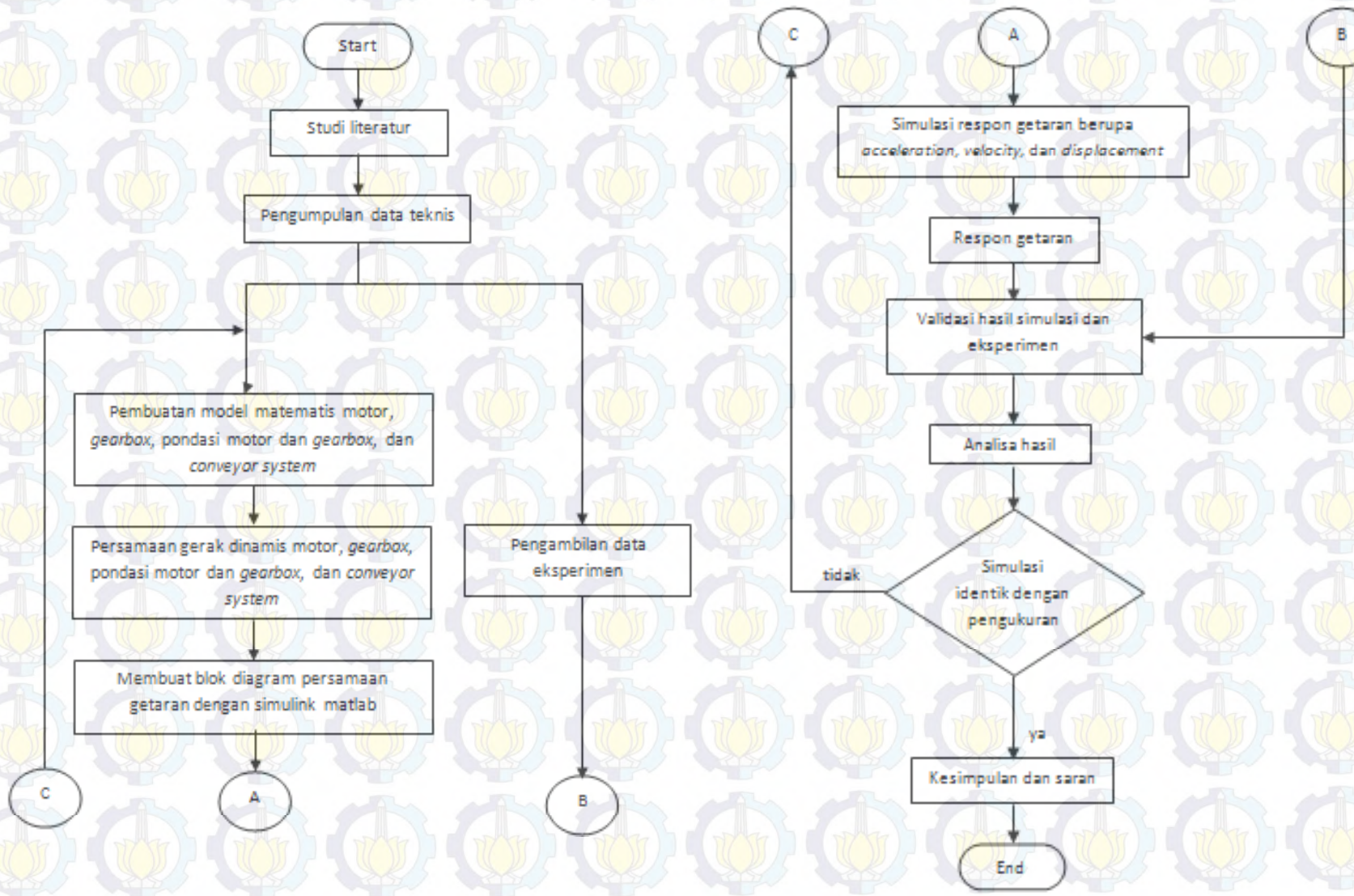
DASAR TEORI

Standar Pengukuran *non-rotating parts*

ISO 10816-7

		Vibration velocity limit mm/s rms value			
		Category 1		Category 2	
Zone	Description	≤ 200 kW	> 200 kW	≤ 200 kW	> 200 kW
A	Newly commissioned machines in POR	2.5	3.5	3.2	4.2
B	Unrestricted long term operation in AOR	4.0	5.0	5.1	6.1
C	Limited operation	6.6	7.6	8.5	9.5
D	Hazard damage	> 6.6	> 7.6	> 8.5	> 9.5
Maximum ALARM limit (≈ 1.25 times upper limit of zone B) ¹		5.0	6.3	6.4	7.6
Maximum TRIP limit (≈ 1.25 times upper limit of zone C) ¹		8.3	9.5	10.6	11.9
In situ acceptance test	Preferred operating range	2.5	3.5	3.2	4.2
	Allowable operating range	3.4	4.4	4.2	5.2
Factory acceptance test	Preferred operating range	3.3	4.3	4.2	5.2
	Allowable operating range	4.0	5.0	5.1	6.1

FLOW CHART

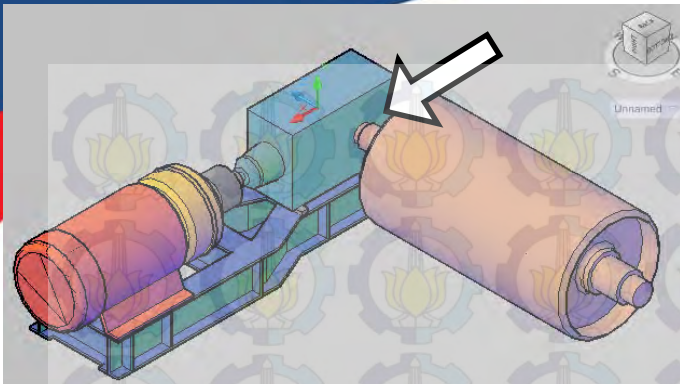


EKSPERIMEN

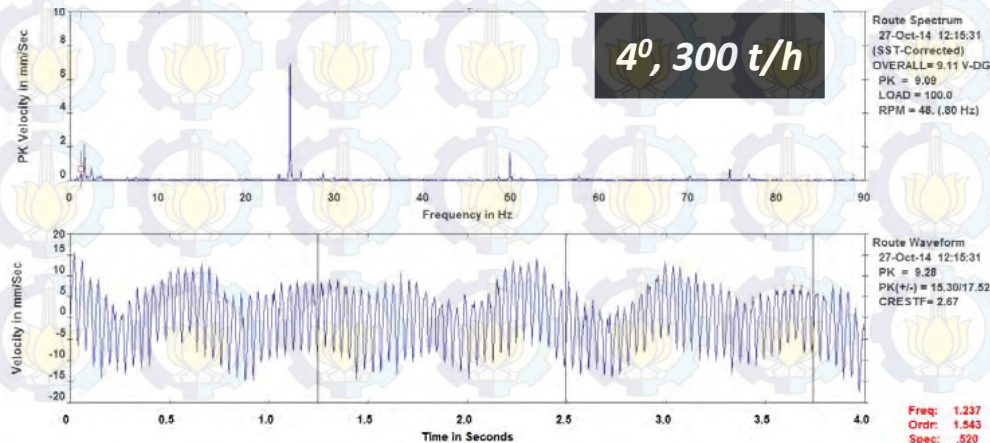
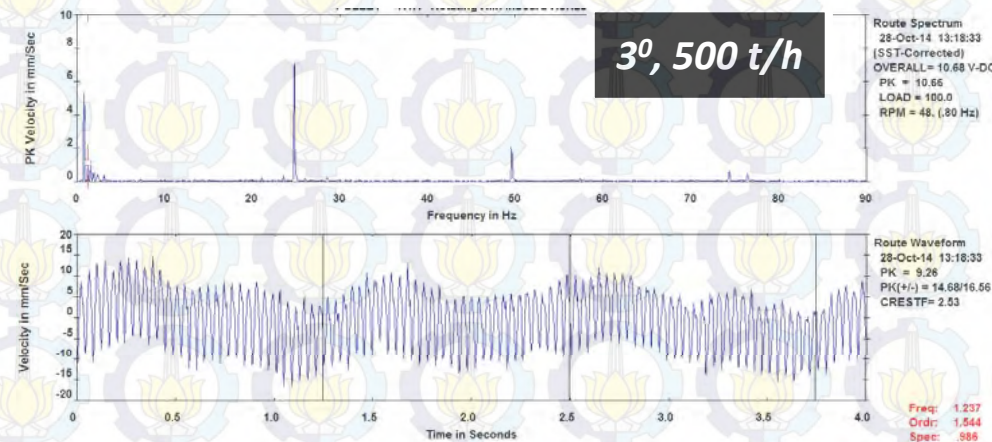
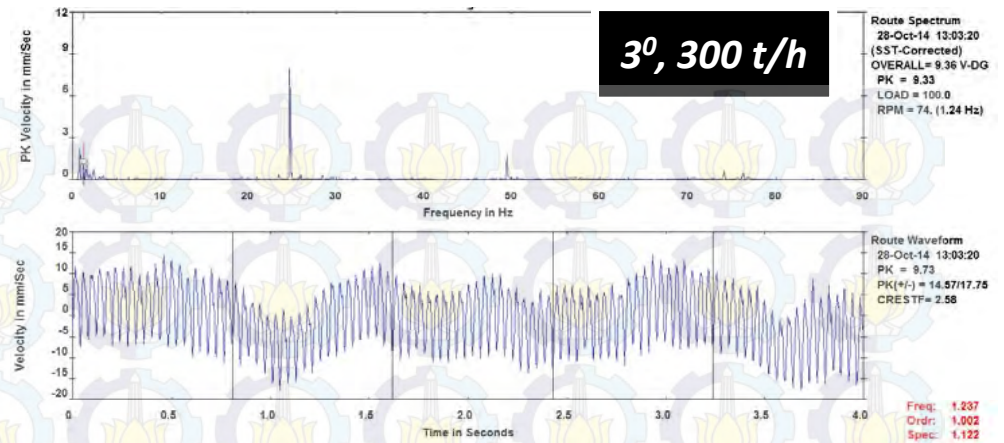
Alat Ukur



- *Mechinary health analyzer CSI 2130*
- *Single chanel*



Drive Pulley Inboard Bearing - Horizontal

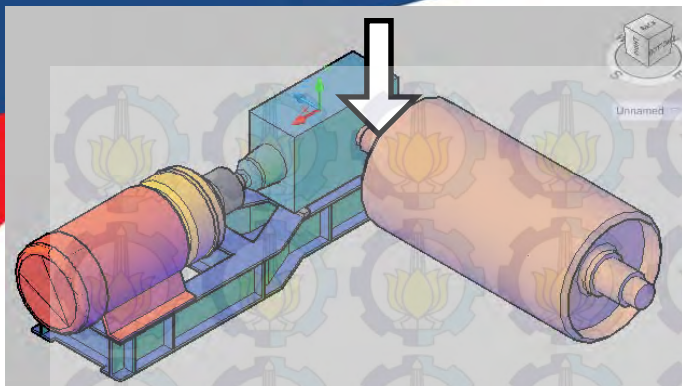


EKSPERIMEN

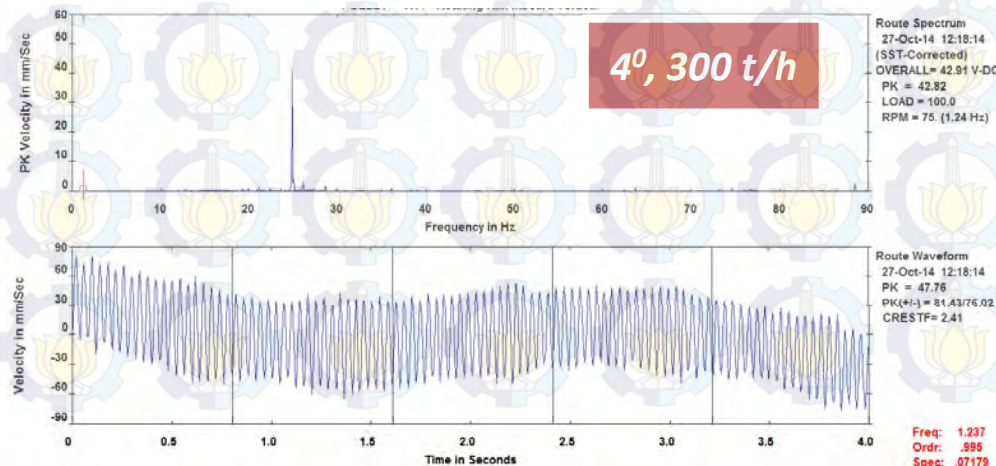
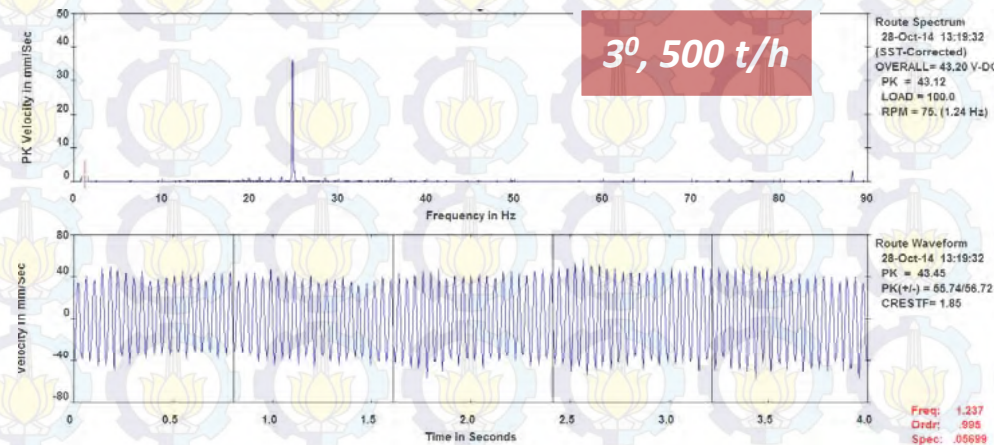
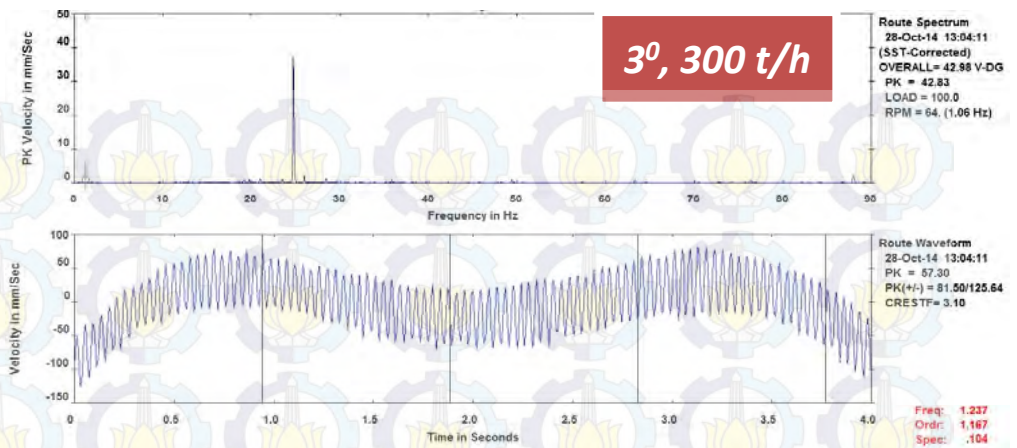
Hasil Pengukuran

TEKNIK MESIN
REKAYASA ENERGI





Drive Pulley Inboard Bearing - Vertikal

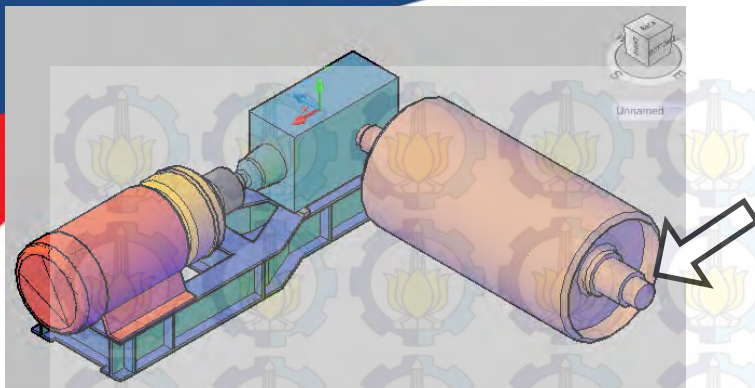


EKSPERIMEN

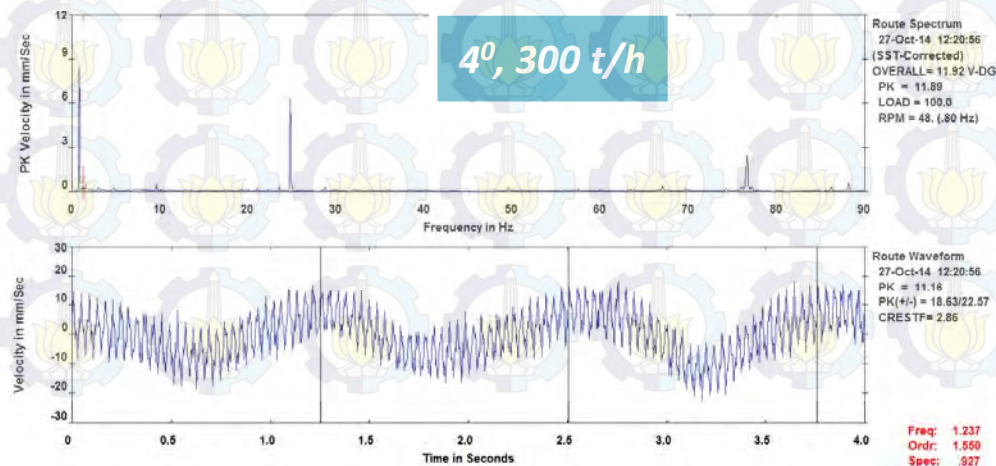
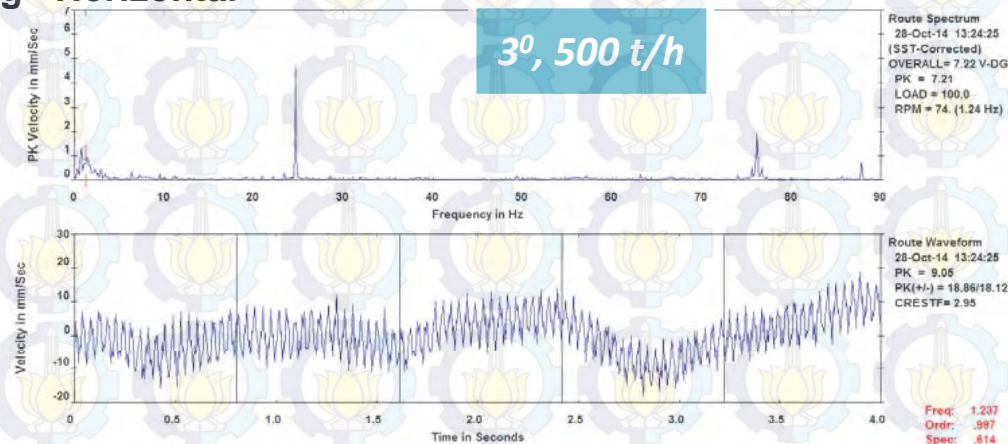
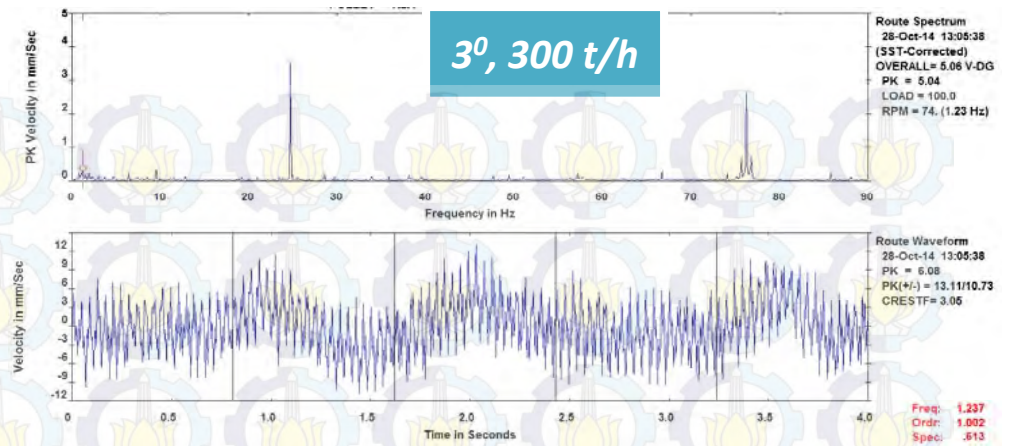
Hasil Pengukuran

TEKNIK MESIN
REKAYASA ENERGI





Drive Pulley Outboard Bearing - Horizontal

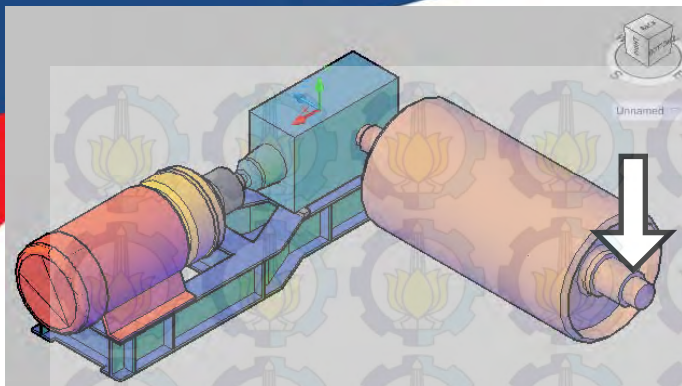


EKSPERIMEN

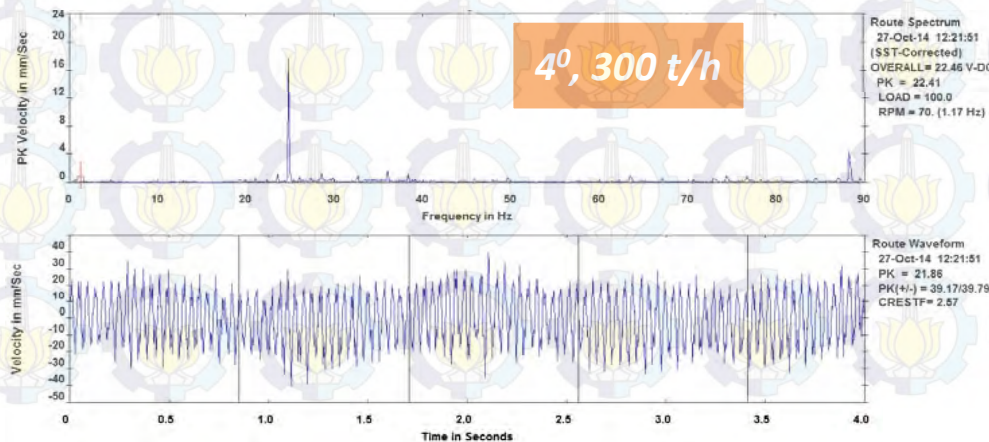
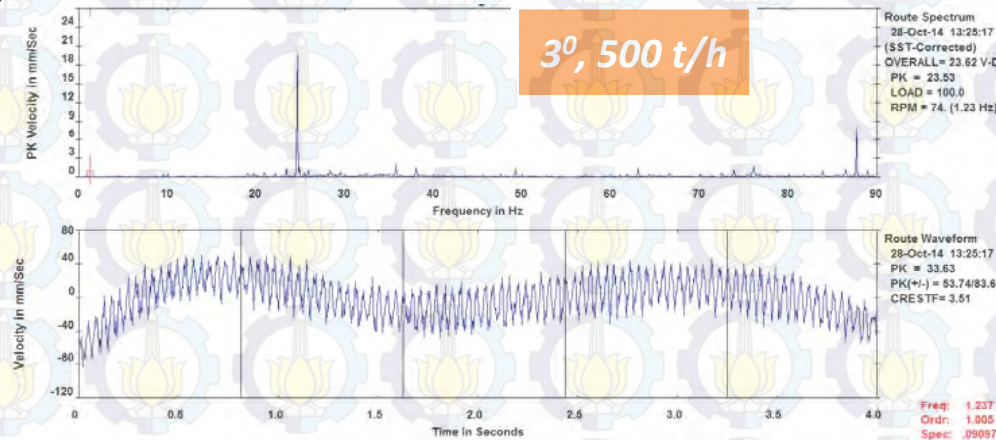
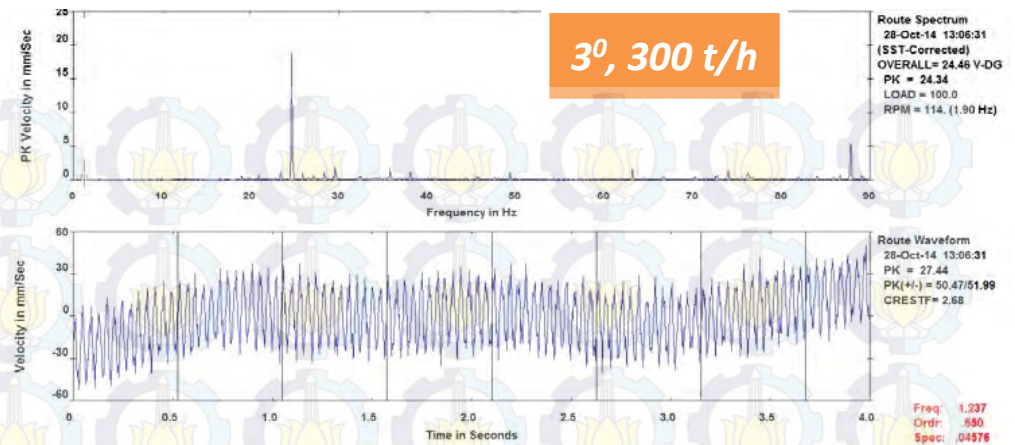
Hasil Pengukuran

TEKNIK MESIN
REKAYASA ENERGI





Drive Pulley Outboard Bearing - Vertikal



EKSPERIMEN

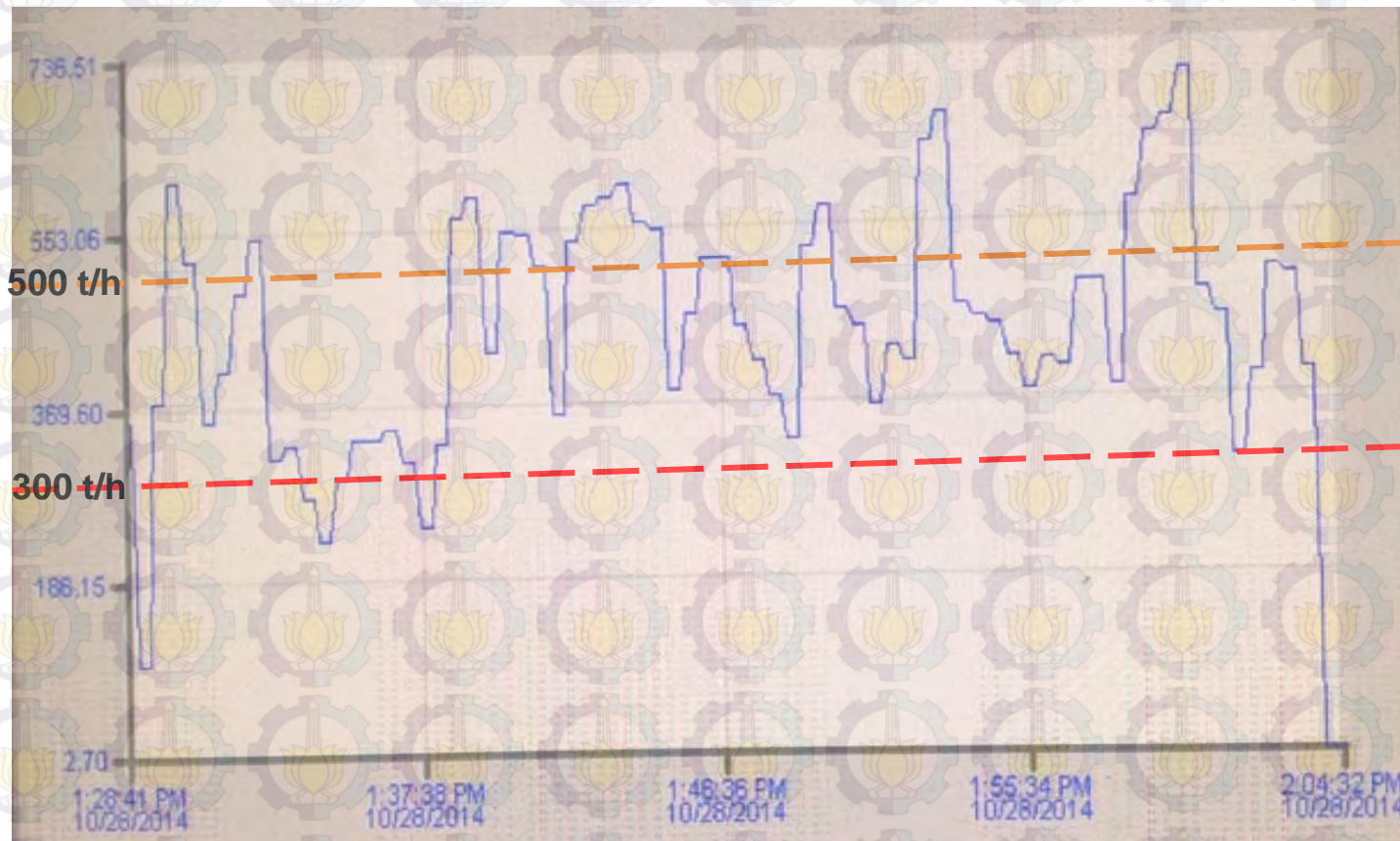
Hasil Pengukuran

TEKNIK MESIN
REKAYASA ENERGI



EKSPERIMEN

Trending conveying rate



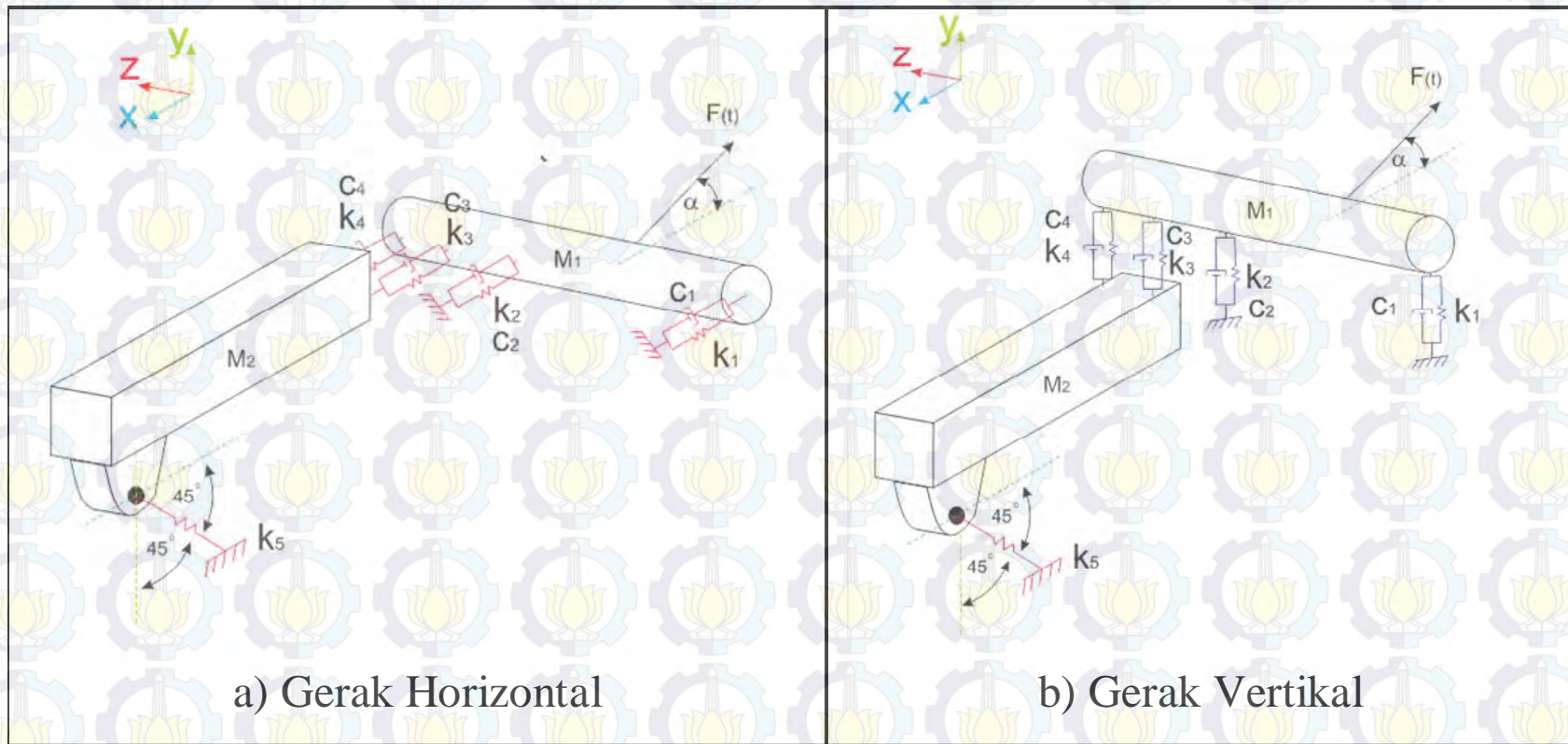
EKSPERIMEN

RMS velocity pada 1,237 Hz

No	Luffing angle	Conveying rate (t/h)	DPIB (mm/s)		DPOB (mm/s)	
			Horizontal	Vertikal	Horizontal	Vertikal
1	3°	300	1,122	0,104	0,613	0,046
2	3°	500	0,986	0,059	0,614	0,09
3	4°	300	0,52	0,072	0,927	0,127

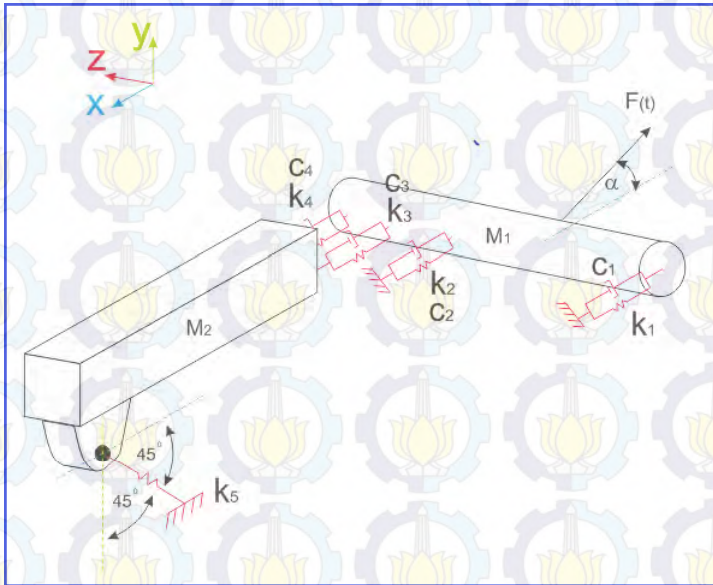
PEMODELAN

Model Matematis

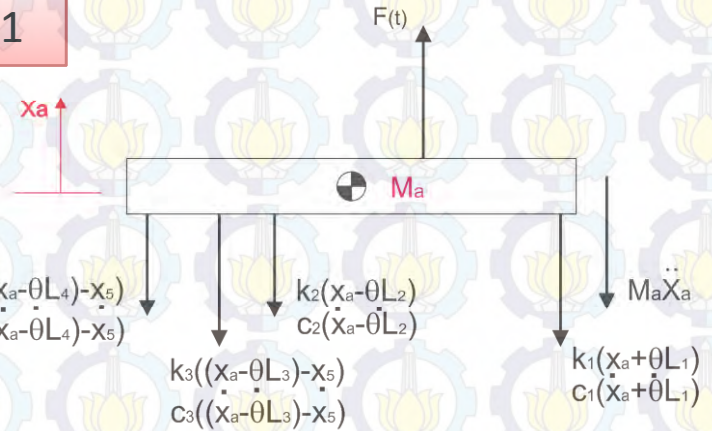


PEMODELAN

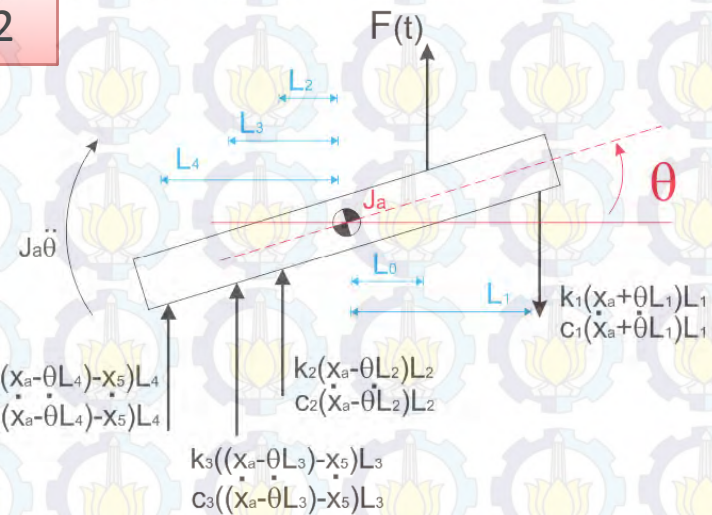
Free Body Diagram (Horizontal)



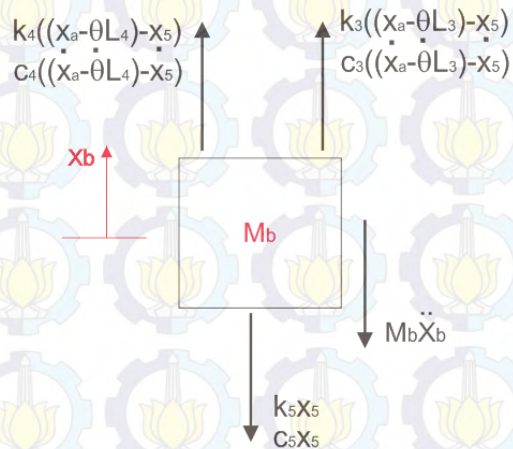
FBD 1

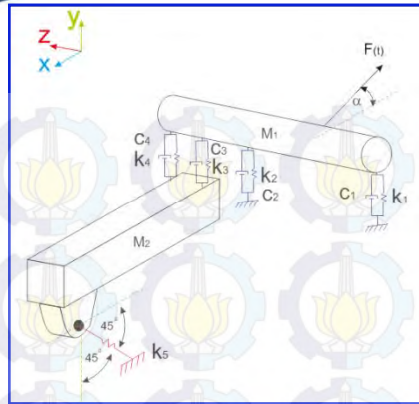


FBD 2

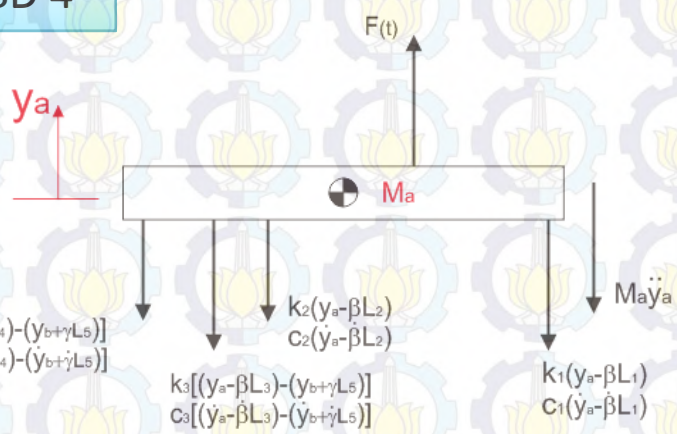


FBD 3

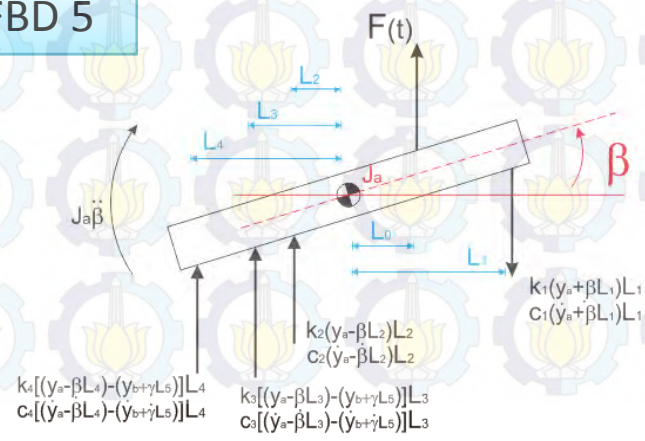




FBD 4



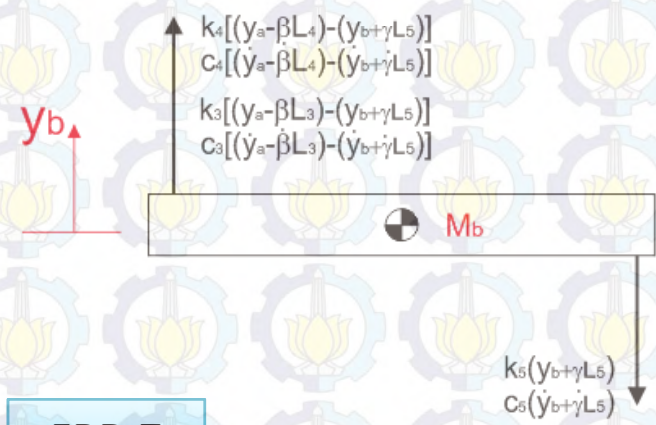
FBD 5



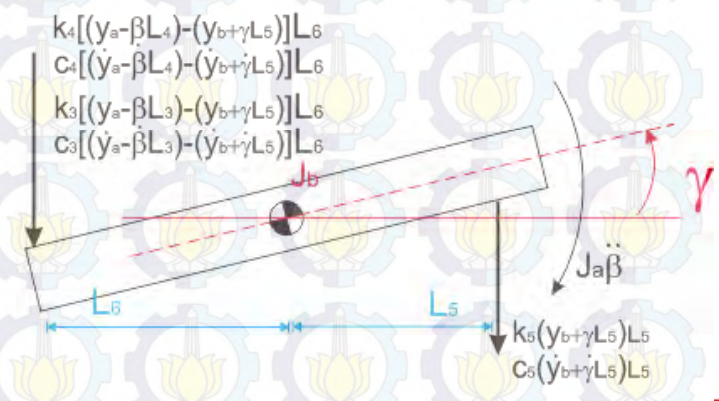
PEMODELAN

Free Body Diagram (Vertikal)

FBD 6



FBD 7



PEMODELAN

Persamaan Gerak (Horizontal)

Pers. 1
$$\dot{v}_a = \frac{1}{m_a} [F(t) - k_1(x_a + x_a L_1) - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1) - k_2(x_a - (x_a + x_a L_1) - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2) - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - x_5) - C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - x_5) - C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)]$$

Pers. 2
$$\dot{\omega}_a = \frac{1}{J_a} [F(t)L_0 - k_1(x_a + x_a L_1)L_1 - C_1(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_1)L_1 - k_2(x_a - (x_a + x_a L_1)L_2 - C_2(\dot{x}_a + \dot{x}_a L_2)L_2 - k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - x_5)L_3 - C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5)L_3 - k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - x_5)L_4 - C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5)L_4]$$

Pers. 3
$$\dot{v}_b = \frac{1}{m_b} [k_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - x_5) + C_3((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_3) - \dot{x}_5) + k_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - x_5) + C_4((\dot{x}_a + \dot{x}_a L_4) - \dot{x}_5) - k_5 x_b - C_5 \dot{x}_b]$$

PEMODELAN

Persamaan Gerak (Vertikal)

Pers. 4

$$\dot{v}_a = \frac{1}{m_a} [F(t) - k_1(y_a - \beta L_1) - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1) - k_2(y_a - \beta L_2) - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2) - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))]$$

Pers. 5

$$\dot{\omega}_a = \frac{1}{J_b} [F(t)L_0 - k_1(y_a - \beta L_1)L_1 - C_1(\dot{y}_a - \beta L_1)L_1 - k_2(y_a - \beta L_2)L_2 - C_2(\dot{y}_a - \beta L_2)L_2 - k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5))L_3 - C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_3 - k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5))L_4 - C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))L_4]$$

Pers. 6

$$\dot{v}_b = \frac{1}{m_b} [k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) + k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) - k_5(y_b + \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)]$$

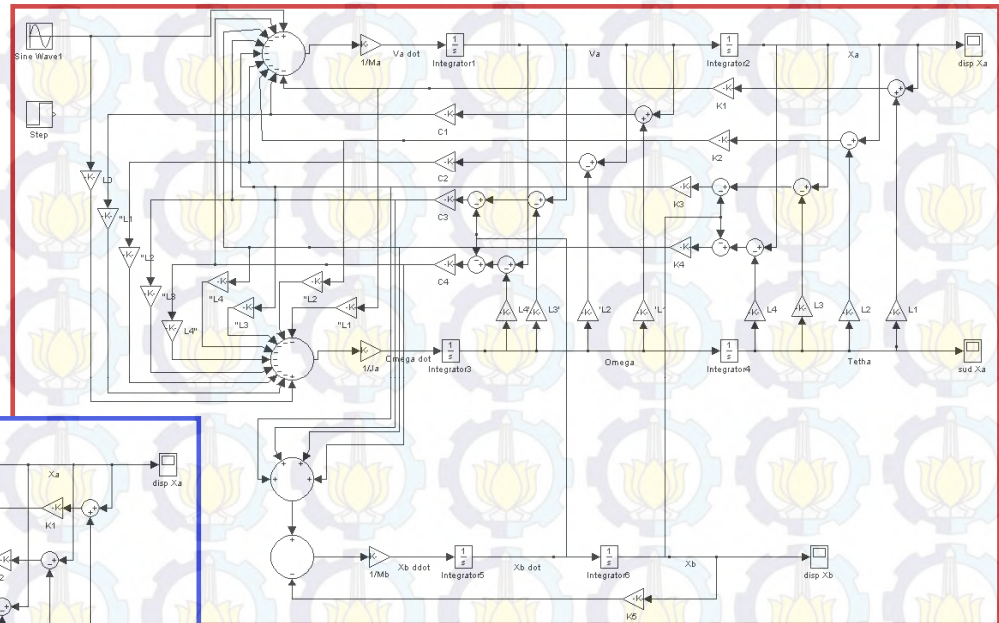
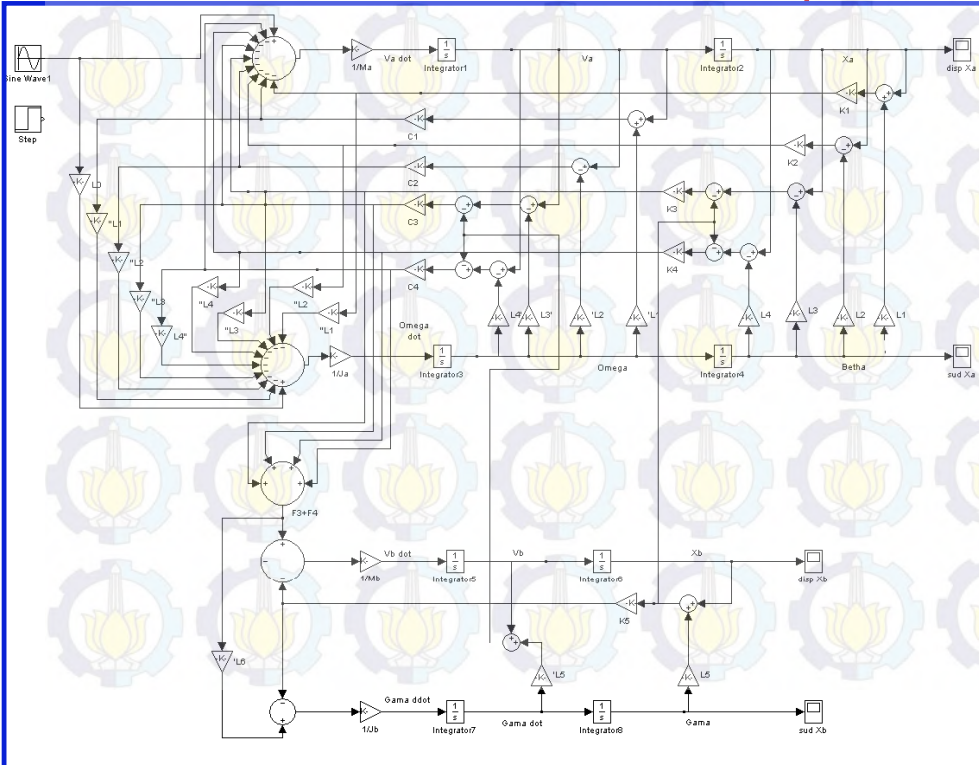
Pers. 7

$$\dot{\omega}_b = \frac{1}{J_b} [[k_3((y_a - \beta L_3) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_3((\dot{y}_a - \beta L_1) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5)) + k_4((y_a - \beta L_4) - (x_5 + \gamma L_5)) + C_4((\dot{y}_a - \beta L_4) - (\dot{x}_5 + \gamma L_5))]L_6 - [k_5(y_b + \gamma L_5) - C_5(\dot{y}_b + \gamma L_5)]L_5]$$

PEMODELAN

Blok Diagram

Blok Diagram Vertikal



Blok Diagram Horizontal

PEMODELAN

Parameter Pemodelan

Model Parameter	Symbol	Nilai Parameter
Massa drive pulley + poros	Ma	1130,3 Kg
Massa transmisi	Mb	1298,4 Kg
Inersia drive pulley + poros	Ja	781450000
Inersia transmisi	Jb	1802146810
Kekakuan bearing 1 (DPOB)	K1	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 2 (DPIB)	K2	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 3 (gearbox)	K3	10000000 (N/m)
Kekakuan bearing 4 (gearbox)	K4	10000000 (N/m)
Kekakuan torque arm	K5	669907673.1 (N/m)
Koefisien redaman bearing 1	C1	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 2	C2	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 3	C3	5000 (N/ms)
Koefisien redaman bearing 4	C4	5000 (N/ms)

Model Parameter	Symbol	Nilai Parameter
Jarak beban (Te) terhadap titik berat	L0	0.5057 (m)
Jarak bearing 1 terhadap titik berat Ma	L1	1.5307 (m)
Jarak bearing 2 terhadap titik berat Ma	L2	0.6193 (m)
Jarak bearing 3 terhadap titik berat Ma	L3	0.578 (m)
Jarak bearing 4 terhadap titik berat Ma	L4	1.0953 (m)
Jarak bearing 3 dan 4 terhadap titik berat Mb	L5	1,01 (m)
Jarak torque arm terhadap titik berat Mb	L6	0.924 (m)

PEMODELAN

Gaya Eksitasi

Spesifikasi teknis konveyor.

Item	Nilai	Satuan
Temperatur	30	°C
Panjang konveyor	49	m
Belt ply	EP 200-1400x5 (6+3)	
Idler diameter	8	in
Belt width	1400	mm
Conveying rate	300	t/h
Luffing angle	- 4° (lift)	

faktor-faktor koreksi dalam perhitungan

Faktor	Nilai	Keterangan
Faktor koreksi ambient temperatur (Kt)	1	Gambar 2.23
Ai	2,8	Halaman 33
Si	2,9529	
Berat belt (Wb)	18 lbs/ft	Tabel 6.1 CEMA
Berat material (Wm)	16,12 lbs/ft	Rumus 2.31
Faktor gesekan idler (Kx)	0,97 lbs/ft	Rumus 2.32
Faktor untuk menghitung gaya belt dan beban flexure pada idler (Ky)	0,016 lbs/ft	Tabel 2.1
Jarak vertikal material lift (H)	11,161 ft	
Faktor skirtboard friction (Cs)	0,0754	Tabel 2.4
Kedalaman material mengenai skirtboard (Hs)	5,5118 ft	0,1 x lebar belt
Wrap factor (Cw)	0,72	Tabel 2.5

PEMODELAN

Gaya Eksitasi

Hasil perhitungan komponen tegangan efektif konveyor

Komponen tegangan	Nilai	Keterangan
Tahanan akibat gesekan idler (T_x)	468,53 (lbs)	Rumus 2.21
Tahanan belt flexure pada carrying idler (T_{yc})	138,90 (lbs)	Rumus 2.22
Tahanan belt flexure pada return idler (T_{yr})	130,22 (lbs)	Rumus 2.23
Tahanan material flexure (T_{ym})	41,48 (lbs)	Rumus 2.24
Tahanan material lift atau lower (T_m)	179,97 (lbs)	Rumus 2.25
Tahanan akibat nondriving pulley friction (T_p)	700,00 (lbs)	
Tahanan akibat Skirtboard resistance (T_{ac})	9,90 (lbs)	$C_s \times L_b \times H_s^2$

$$\begin{aligned}T_e &= T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{ac} \\&= 468,53 + 138,90 + 130,22 + 41,48 + 179,97 + 700,00 + 9,90 \\&= 1668,99 \text{ Lbs} \\&= 7477,09 \text{ N}\end{aligned}$$

PEMODELAN

Gaya Eksitasi

Perhitungan tegangan efektif

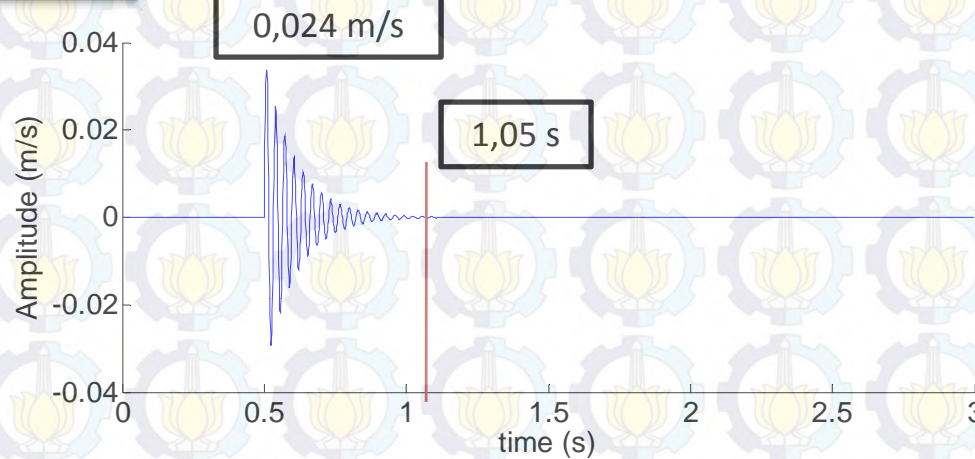
No	Luffing angle	Conveying rate	Tegangan efektif (Newton)
1	3 ⁰	300 t/h	7278,9
2	3 ⁰	500 t/h	7823,95
3	4 ⁰	300 t/h	7477,09

PEMODELAN

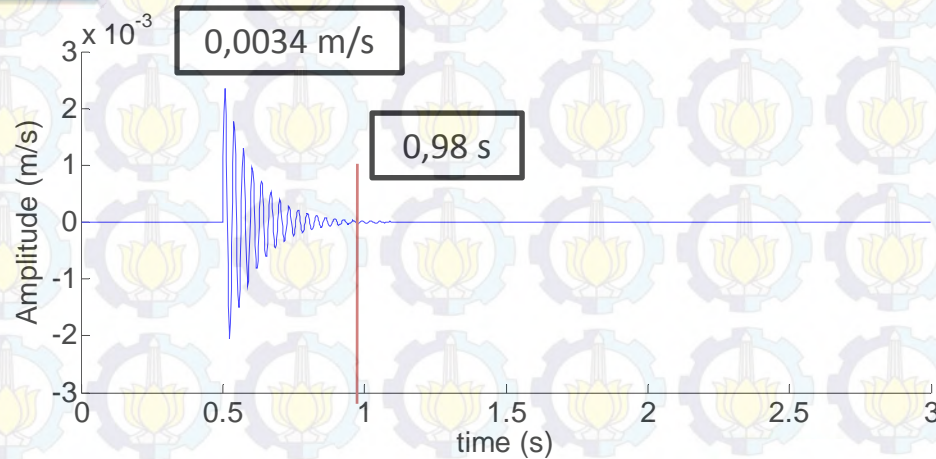
Hasil Simulasi

Beban Impuls

Horizontal



Vertikal



kondisi operasi *luffing*
angle 4° dengan
conveying rate 300 t/h

$$Te_x = 7477,09\cos(4)$$

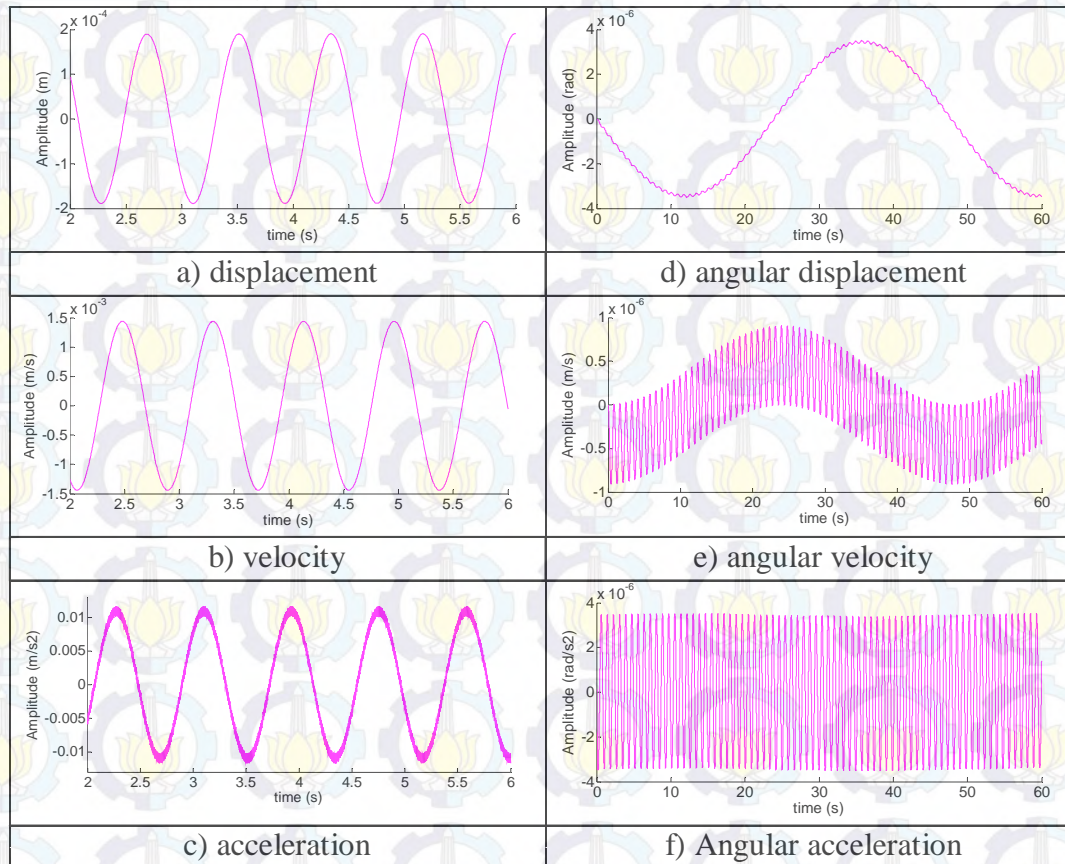
$$Te_y = 7477,09\sin(4)$$

PEMODELAN

Hasil Simulasi

Beban Harmonik

Horizontal



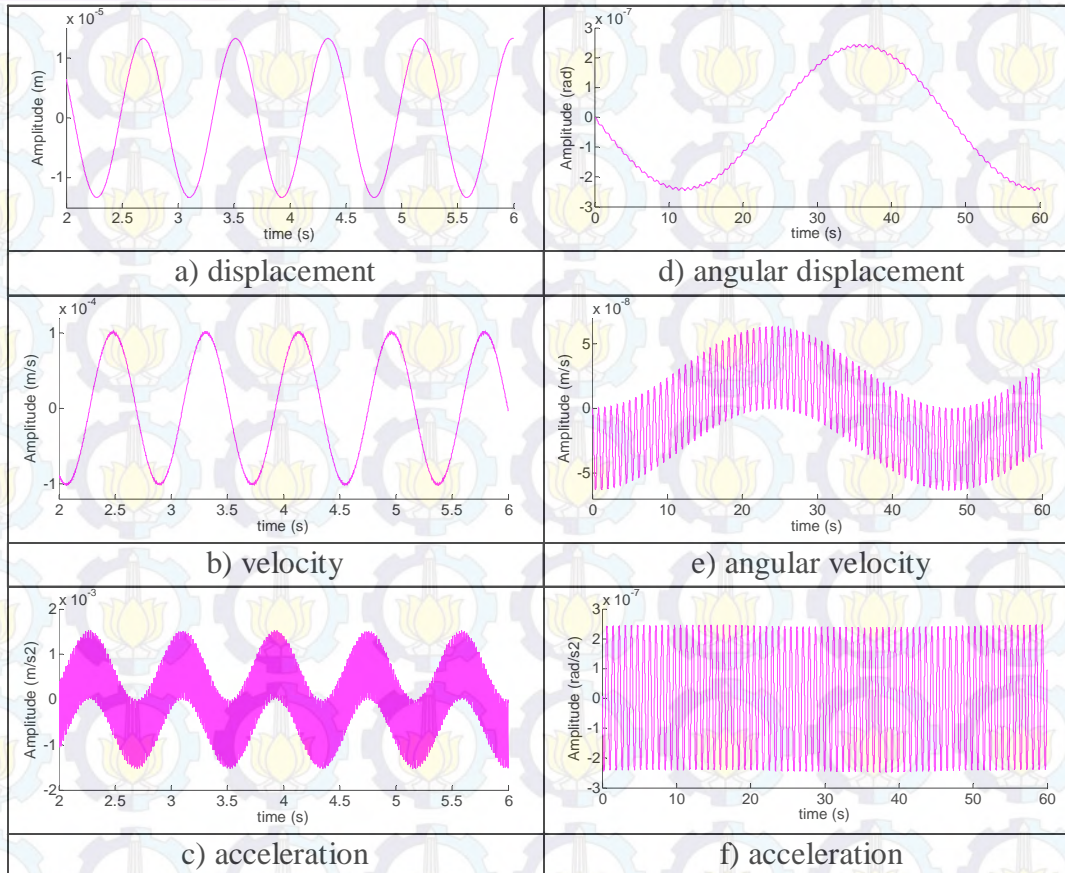
- Respon getaran pada CG
- kondisi operasi *luffing angle* 4° dengan *conveying rate* 300 t/h
- $T_{e_x} = 7477,09 \cos(4) \sin(\omega t)$
 $= 7458,88 \sin(\omega t)$
- RMS velocity 0,8561 mm/s

PEMODELAN

Hasil Simulasi

Beban Harmonik

Vertikal



- Respon getaran pada CG
- kondisi operasi *luffing angle* 4° dengan *conveying rate* 300 t/h
- $T_{ey} = 7477,09 \sin(4) \sin(\omega t)$
 $= 521,58 \sin(\omega t)$
- RMS velocity 0,07647 mm/s

PEMODELAN

Hasil Simulasi

Beban Harmonik

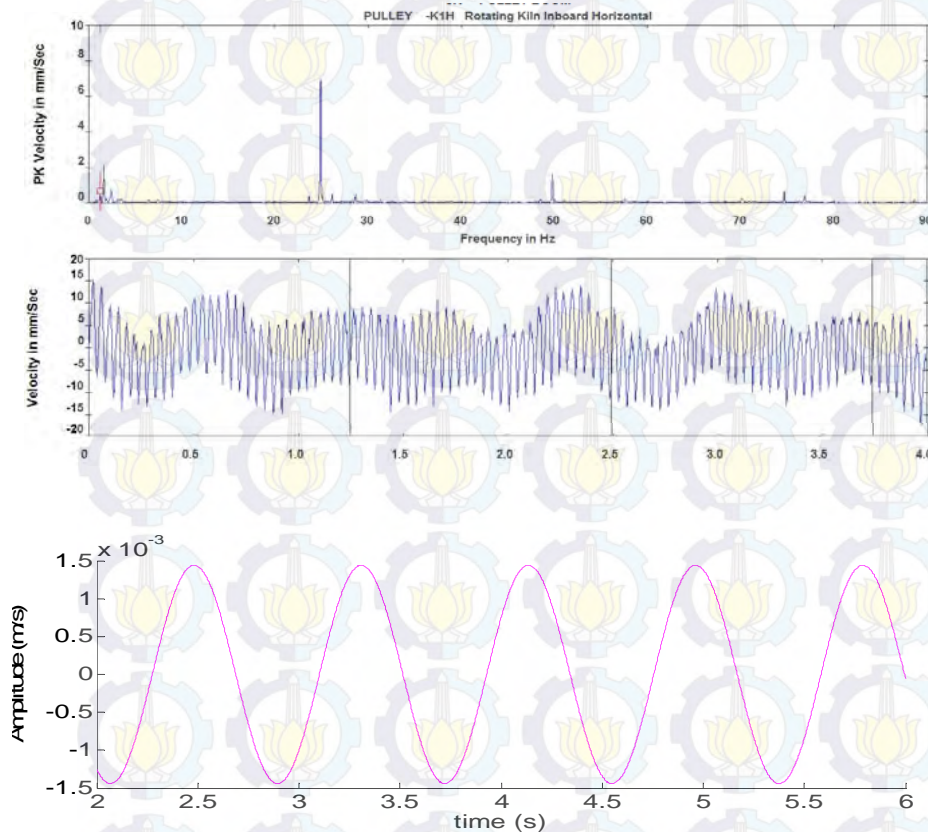
RMS *velocity* hasil simulasi

Luffing angle	Conveying rate	CG	DPIB horizontal	DPOB horizontal	CG	DPIB vertikal	DPOB vertikal
-3	300	0,8342	0,8341	0,8344	0,0559	0,0559	0,0559
-3	500	0,8967	0,8966	0,897	0,0601	0,0601	0,0601
-4	300	0,8561	0,8556	0,8563	0,07647	0,07646	0,07647

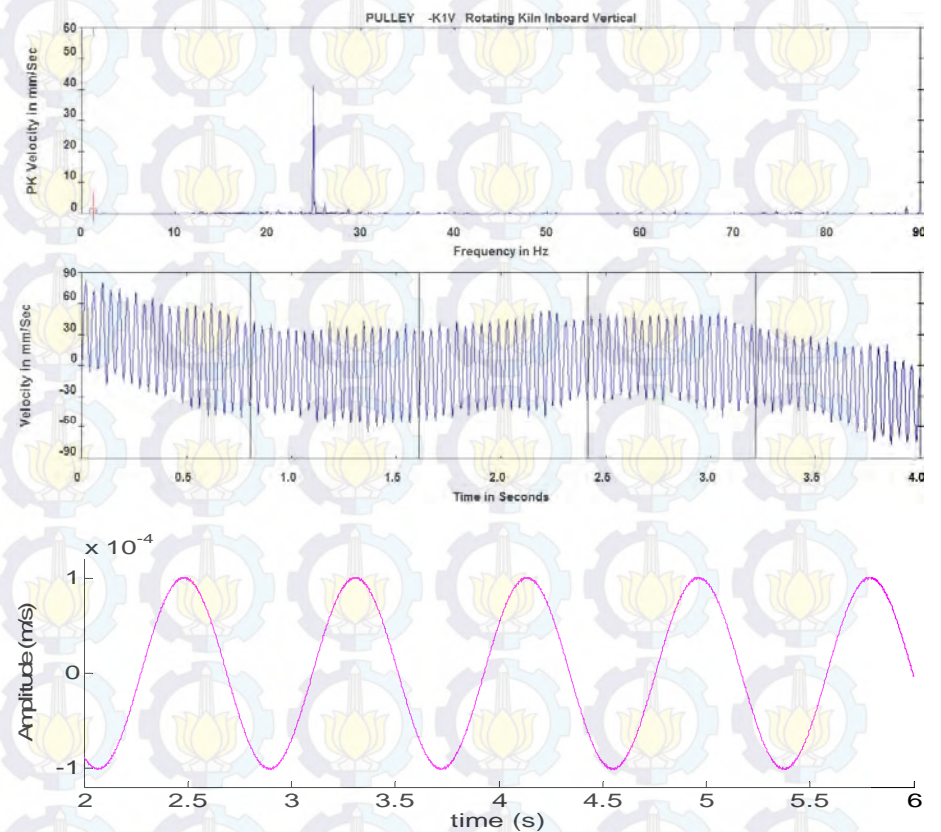
PERBANDINGAN

Perbandingan Grafik Respon Getaran

DPIB Horizontal



DPIB Vertikal

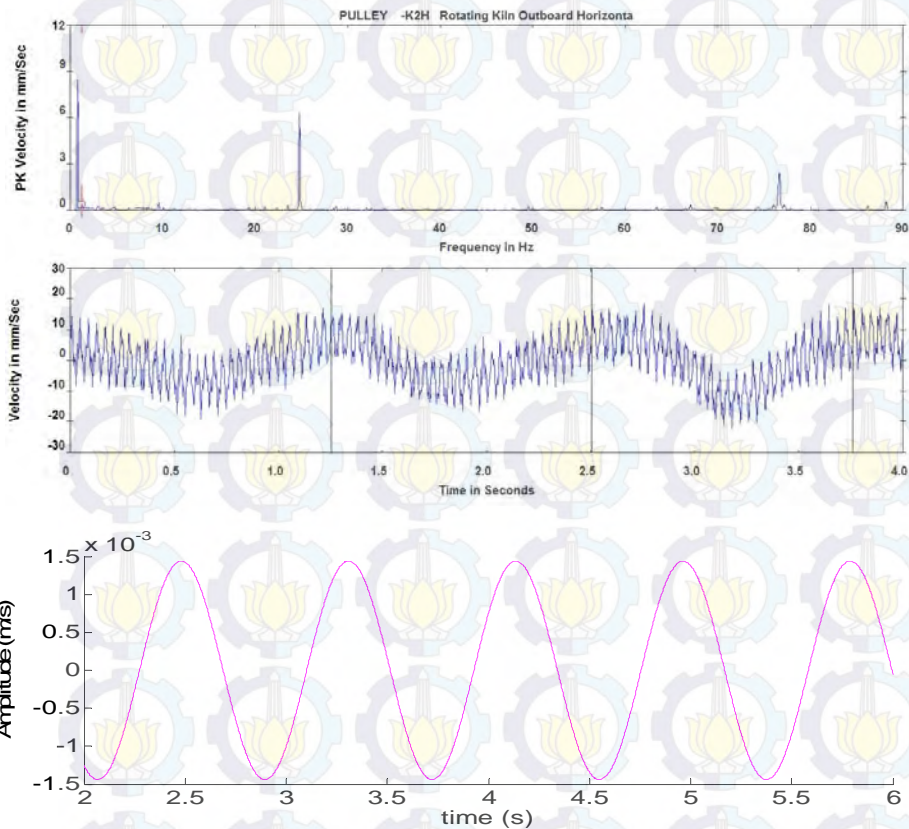


***) Luffing angle 4^0 , Conveying rate 300 t/h**

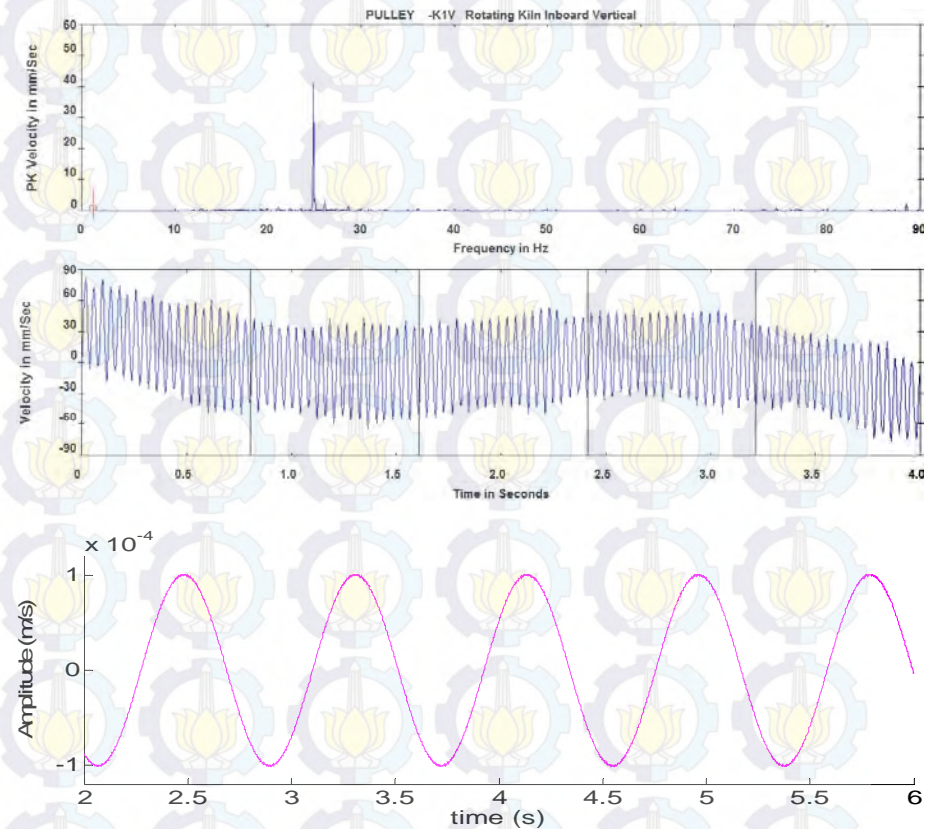
PERBANDINGAN

Perbandingan Grafik Respon Getaran

DPOB Horizontal



DPOB Vertikal



***) Luffing angle 4° , Conveying rate 300 t/h**

PERBANDINGAN

Perbandingan RMS *velocity*

Luffing angle	Conveying rate	CG	DPIB horizontal	DPOB horizontal	CG	DPIB vertikal	DPOB vertikal
-3	300	-	1,122	0,613	-	0,104	0,046
		0,8342	0,8341	0,8344	0,0559	0,0559	0,0559
-3	500	-	0,986	0,614	-	0,059	0,09
		0,8967	0,8966	0,897	0,0601	0,0601	0,0601
-4	300	-	0,52	0,927	-	0,072	0,127
		0,8561	0,8556	0,8563	0,07647	0,07646	0,07647

PENUTUP

Kesimpulan

- 1) Pemodelan respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan variasi *luffing angle* dan *conveying rate* dapat dilakukan dengan menggunakan eksitasi berupa *effective tension* dari *belt conveyor*.
- 2) *Luffing angle* dan *conveying rate* berpengaruh terhadap respon getaran yang dihasilkan oleh sistem mekanisme penggerak konveyor boom.
- 3) Semakin besar *luffing angle* yang digunakan akan menyebabkan respon getaran yang terjadi semakin besar, baik pada arah horizontal maupun vertikal.
- 4) Semakin besar *conveying rate* yang digunakan akan menyebabkan respon getaran yang terjadi semakin besar, baik pada arah horizontal maupun vertikal.
- 5) Respon getaran pada arah horizontal memiliki RMS velocity yang lebih besar dibandingkan respon getaran pada arah vertikal akibat dari proyeksi tegangan efektif yang bekerja terhadap sumbu geraknya.

PENUTUP

Saran

- 1) Perlu adanya penelitian lanjutan untuk memodelkan mekanisme penggerak konveyor boom dengan menggunakan eksitasi aktual yang dominan.
- 2) Perlu adanya pemodelan terhadap mekanisme penggerak konveyor boom dengan menggunakan eksitasi random.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Abrate, Serge. 1991, Vibrations Of Belts And Belt Drives. *Mech. Mach. Theory*, Vol. 27, hal. 645-659.
- [2] Bartelmus, Walter. 2010, Modelling Of Gearbox Dynamics Under Time-Varying Nonstationary Load For Distributed Fault Detection And Diagnosis. *European Journal of Mechanics A/Solids*, Vol.29, hal.637-646.
- [3] Budio, Sugeng. 2010. *Dinamika*. Lecture handout: Civil Engineering, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya: Malang.
- [4] Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2002. *Belt Conveyors for Bulk Materials*. Engineering Conference: United States of America
- [5] European Association Of Pump Manufacturers. 2013. *Pump Vibration Standards Guidelines*. Europump.
- [6] M. Musselman dan D. Djurdjanovic. 2012. Tension monitoring in a belt-driven automated material handling system. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Vol. 5, hal67–76.
- [7] Frederick, Close. 1995. *Modeling and Analysis of Dynamic System*. John Wiley & Sons: USA.
- [8] Kelly, S Graham. 2000. *Fundamental of Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill International Editions.: Ohio, USA
- [9] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR: Singapore.
- [10] Selezneva, Aleksandra. 2007. *Modeling and Synthesis of Tracking Control for the Belt Drive System*, Mechanical Engineering Project, Lappeenranta University of Technology: Finland.
- [11] Ghalamchi, Behnam, dkk. 2013, Simple and Versatile Dynamic Model of Spherical Roller Bearing. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2013, hal. 13.

Terima Kasih